



⑯ Aktenzeichen: P 33 01 998.3  
⑯ Anmeldetag: 21. 1. 83  
⑯ Offenlegungstag: 26. 7. 84

⑯ Anmelder:

Otdel fiziko-techničeskich problem energetiki  
Ural'skogo naučnogo centra Akademii Nauk,  
Sverdlovsk, SU

⑯ Vertreter:

Eitle, W., Dipl.-Ing.; Hoffmann, K., Dipl.-Ing.  
Dr.rer.nat.; Lehn, W., Dipl.-Ing.; Füchsle, K.,  
Dipl.-Ing.; Hansen, B., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.,  
Pat.-Anw., 8000 München

⑯ Erfinder:

Maidanik, Jurij Folievič; Veršinin, Sergei Vasilievič,  
Sverdlovsk, SU; Cholodov, Valerij Fedorovič,  
Žukovsky, Moskovskaja oblast', SU; Dolgirev, Jurij  
Evgenievič, Sverdlovsk, SU

⑯ Recherchenergebnisse nach § 43 Abs. 1 PatG:

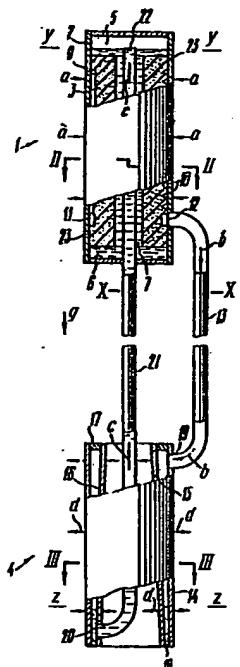
DE-PS 30 06 206  
DE-AS 21 04 183  
DE-OS 21 26 088  
US 43 08 912  
US 42 74 479

Behördeneigentum

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ Wärmeübertragereinrichtung

Die Wärmeübertragereinrichtung schließt eine Verdampfungskammer (1), in deren Innerem ein Verdampfer (3) aus einem Kapillarstoff koaxial angeordnet ist, der mit einem Wärmeträger durchtränkt ist und mit einer Wärmequelle im Wärmekontakt steht, sowie eine Kondensatorkammer (4) ein. Der Verdampfer (3) besitzt Dampfableitungskanäle, die mit einem Dampfsammler (2) in Verbindung stehen, und einen axialen Längskanal (7), der mit einem jeden von zwei sturmseitigen Hohlräumen (5, 6) in Verbindung steht. Jeder der Hohlräume (5, 6) ist von der Stirnfläche des Verdampfers (3) und den Wänden der Kammer (1) begrenzt. Die Dampfableitungskanäle sind von Längsnutten (9) und einer Vielzahl von sich mit ihnen schneidenden Ringnuten (10) gebildet, die sich an der Außenfläche des Verdampfers (3) zwischen glatten Ringbünden (23) zur Verhinderung von Dampfüberströmungen aus den Dampfableitungskanälen in die sturmseitigen Hohlräume (5, 6) befinden. Die Kondensatorkammer (4) stellt einen Schuß (14) dar, in dessen Innerem ein weiterer Schuß (15) koaxial angeordnet ist, derart, daß zwischen der Wand des ersten Schusses (14) und der Wand des zweiten Schusses (15) ein Spalt (16) entsteht, der von der Umgebung isoliert ist und dessen Querschnitt in der Bewegungsrichtung des Dampfes im Spalt abnimmt.



HOFFMANN · EITLE & PARTNER  
PATENT- UND RECHTSANWALTE

PATENTANWALTE DIPL.-ING. W. EITLE · DR. RER. NAT. K. HOFFMANN · DIPL.-ING. W. LEHN  
DIPL.-ING. K. FOCHSLE · DR. RER. NAT. B. HANSEN · DR. RER. NAT. H.-A. BRAUNS · DIPL.-ING. K. GÖRG  
DIPL.-ING. K. KOHLMANN · RECHTSANWALT A. NETTE

38 087 x/hl

Otdel fiziko-tehnicheskikh problem energetiki  
Uralskogo nauchnogo tsentra Akademii Nauk SSSR  
Sverdlovsk / UdSSR

Wärmeübertragereinrichtung

Patentansprüche

1.) Wärmeübertragereinrichtung, mit einer Verdampfungskammer, in deren Innerem ein Verdampfer aus einem Kapillarstoff koaxial angeordnet ist, der mit einem Wärmeträger durchtränkt ist, mit einer Wärmequelle im Wärmekontakt steht und Dampfableitungskanäle enthält, die mit einem Dampfsammler in Verbindung stehen, und einen axialen Längskanal besitzt, der mit den beiden stirnseitigen Hohlräumen der Verdampfungskammer in Verbindung stehen, die von den Stirnflächen des Verdampfers und den Wänden der Verdampfungskammer begrenzt sind, sowie mit einer Kondensatorkammer, bei der jene Zone, die den Wärmeträger in der Dampfphase enthält, mit dem Dampfsammler des Verdampfers mittels einer ersten Rohrleitung in Verbindung steht, während ihre Zone, die den Wärmeträger in flüssiger Phase enthält, mit der Verdampfungskammer mittels einer zweiten Rohrleitung in Verbindung steht, dadurch gekennzeichnet, daß die Dampfableitungskanäle von Längsnuten (9) und einer Vielzahl von sich mit ihnen schneidenden Ringnuten (10) gebildet sind, die sich an der Außenfläche des Verdampfers (3) zwischen glatten Ringbünden (23) zur Ver-

hinderung von Dampfüberströmungen aus den Dampfablei-  
tungskanälen in die stirnseitigen Hohlräume (5,6) befin-  
den, daß die Kondensatorkammer (4) von einem Schuß  
(14) gebildet ist, in dessen Innerem ein sich verjüngender  
05 zweiter Schuß (15) koaxial so angeordnet ist, daß zwi-  
schen der Wand des ersten Schusses (14) und der Wand  
des zweiten Schusses (15) ein Spalt (16) entsteht, der  
von der Umgebung isoliert ist und dessen Querschnitt in  
der Bewegungsrichtung des Dampfes durch den Spalt abnimmt,  
10 daß die Eintrittsöffnung (20) der zweiten Rohrleitung  
in den Spalt (16) an der Stelle liegt, wo der Spalt  
minimalen Querschnitt besitzt, während ihre Austritts-  
öffnung (22) in den stirnseitigen Hohlraum (5) der Ver-  
dampfungskammer (1) einmündet, der von der Kondensator-  
15 kammer (4) am weitesten entfernt ist, und daß die zweite  
Rohrleitung (21) im Inneren des axialen Längskanals (7)  
des Verdampfers (3) verläuft.

2. Wärmeübertragereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch  
20 gekennzeichnet, daß die Nuten (9,10),  
die sich an der Außenfläche des Verdampfers (3) be-  
finden, ein dreieckiges Profil mit einer der Längsachse  
desselben zugekehrten Spitze besitzen.

253. Wärmeübertragereinrichtung nach den Ansprüchen 1 und  
2, dadurch gekennzeichnet, daß die Ein-  
trittsöffnung (20) der zweiten Rohrleitung (21) in der  
Länge der Kondensatorkammer (4) von der Austrittsöffnung  
(19) der ersten Rohrleitung (13) maximal entfernt ist.

30 4. Wärmeübertragereinrichtung nach einem oder mehreren der  
Ansprüche 1-3, dadurch gekennzeichnet,  
daß die erste und zweite Rohrleitung (13,21) Abschnitte  
aufweisen, die in Gestalt von Wellungen (24) ausgeführt  
35 sind.

5. Wärmeübertragereinrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1-3, dadurch gekennzeichnet, daß die erste und zweite Rohrleitung (13,21) Abschnitte aufweisen, die in Gestalt von Rohrspiralen (25) ausgeführt sind.
- 10 6. Wärmeübertragereinrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1-5, dadurch gekennzeichnet, daß im Verdampfer (3) ein Schuß (26) vorgesehen ist, der an den Stirnwänden (27,28) der Verdampfungskammer (1) befestigt und im axialen Längskanal (7) des Verdampfers (3) mit einem radialen Spalt (29) angeordnet ist, der zur Zuführung des Wärmeträgers zum Verdampfer (3) in radialer Richtung dient, und daß der Innenraum (30) des Schusses (26) mit der Umgebung in Verbindung steht.

HOFFMANN · EITLE & PARTNER  
PATENT- UND RECHTSANWÄLTE

PATENTANWÄLTE DIPL.-ING. W. EITLE · DR. RER. NAT. K. HOFFMANN · DIPL.-ING. W. LEHN  
DIPL.-ING. K. FÜCHSLE · DR. RER. NAT. B. HANSEN · DR. RER. NAT. H.-A. BRAUNS · DIPL.-ING. K. GÖRG  
DIPL.-ING. K. KOHLMANN · RECHTSANWALT A. NETTE

- 4 -

38 087 x/hl

Otdel fiziko-tehnicheskikh problem energetiki  
Uralskogo nauchnogo tsentra Akademii Nauk SSSR,  
Sverdlovsk / UdSSR

Wärmeübertragereinrichtung

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Wärmeübertrager-  
einrichtung, mit einer Verdampfungskammer, in deren In-  
nerem ein Verdampfer aus einem Kapillarstoff koaxial  
angeordnet ist, der mit einem Wärmeträger durchtränkt  
05 ist, mit einer Wärmequelle im Wärmekontakt steht und  
Dampfableitungskanäle enthält, die mit einem Dampfsammler  
in Verbindung stehen und einen axialen Längskanal besitzt,  
der mit den beiden stirnseitigen Hohlräumen der Verdampfungs-  
kammer in Verbindung stehen, die von den Stirnflächen des  
10 Verdampfers und den Wänden der Verdampfungskammer begrenzt  
sind, sowie mit einer Kondensatorkammer, bei der jene  
Zone, die den Wärmeträger in der Dampfphase enthält,  
mit dem Dampfsammler des Verdampfers mittels einer ersten  
Rohrleitung in Verbindung steht, während ihre Zone, die  
15 den Wärmeträger in flüssiger Phase enthält, mit der  
Verdampfungskammer mittels einer zweiten Rohrleitung in  
Verbindung steht.

Am wirksamsten kann die Erfindung in Kühlsystemen radioelektronischer und anderer Apparaturen verwendet werden, die in Objekten installiert sind, welche während des Betriebs ihre Orientierung im Massenkräftefeld, darunter im Gravitationsfeld, auf verschiedene Weise verändern bzw. der Einwirkung von nach Betrag und Richtung veränderlichen Trägheitskräften unterworfen sind.

Bekannt sind hocheffektive Wärmeübertragereinrichtungen, nämlich Wärmerohre, die eine Gesamtheit von solchen wertvollen Betriebseigenschaften wie recht niedriger Wärmewiderstand, der die Übertragung von Wärmeströmen mit hoher Dichte bei einer geringen Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle und dem Wärmeempfänger ermöglicht, geringes Gewicht je Einheit des übertragenen Wärmestroms (Wärmeleistung), hohe Zuverlässigkeit, die durch Fehlen von beweglichen Teilen bedingt ist, Kompattheit, Einsatzmöglichkeit in verschiedenen Temperaturbereichen besitzen. Sehr wichtig ist ferner der Umstand, dass Form und Abmessungen der Wärmerohre in weitem Bereich variieren können, was ihren Einsatz sehr bequem gestaltet.

Die Konstruktion des Wärmerohrs ist im Prinzip einfach genug. Sie stellt ein vakuumdichtes Gefäß dar, aus dessen Innenraum die Luft evakuiert ist. Die Innenfläche des Gefäßes ist mit einer dünnen Schicht einer Kapillarstoff überzogen, der mit einer Flüssigkeit durchtränkt ist, die als Wärmeträger auftritt.

Die Wirkung des Wärmerohrs beruht auf bekannten physikalischen Gesetzen. Bei der Zuführung eines Wärmestroms von einer Wärmequelle zu einem der Enden des Wärmerohrs verdampft der Wärmeträger aus dem Kapillarstoff, wobei die Verdampfungswärme absorbiert wird, und der Dampf

bewegt sich unter der Wirkung der Druckdifferenz zum anderen gekühlten Wärmerohrende, wo er kondensiert, während die Kondensationswärme über die Rohrwand durch Wärmeleitung an einen äusseren Wärmeempfänger übertragen wird. Der kondensierte Wärmeträger wird vom Kapillarstoff augesaugt und bewegt sich dank dem wirkenden Kapillardruck zurück in die Verdampfungszone, wodurch der Arbeitszyklus des Wärmerohrs abgeschlossen wird. Die hohe Effektivität des Wärmerohrs als "Wärmeleiter" ist hierbei dadurch bedingt, dass die Verdampfungswärme der Flüssigkeiten in der Regel sehr hoch ist, was die Möglichkeit bietet, grosse Wärmeströme in der Verdampfungszone bei relativ geringem Wärmeträgerverbrauch abzuleiten, sowie dadurch, dass der Wärmetransport vorwiegend durch Dampf geschieht, für dessen Bewegung längs dem Rohr kein hohes Druckgefälle erforderlich ist, da der hydraulische Durchmesser des Dampfkanals meist gross genug ist.

Die Hauptgleichung, die die Funktion des Wärmerohrs beschreibt, stellt eine Druckbilanz dar und lässt sich wie folgt schreiben:

$$\Delta P_c \geq \Delta P_\ell + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (1)$$

wo es bedeutet:

$\Delta P_c$  - Kapillardruck,  $N/m^2$ ;  $\Delta P_\ell$  - Druckgefälle in der Flüssigkeit, die sich im Kapillarstoff bewegt,  $N/m^2$ ;

$\Delta P_v$  - Druckgefälle im Dampf im Dampfkanal,  $N/m^2$ ;

$\Delta P_g$  - hydrostatisches Druckgefälle, das durch gegenseitige Lage von Verdampfungs- und Kondensationszonen des Wärmerohrs im Massenkräftefeld bedingt ist,  $N/m^2$ .

Der Kapillardruck kann für den einfachsten Fall von Kapillarkanälen zylindrischer Form durch Laplace-Formel bestimmt werden:

$$\Delta P_c = \frac{2G}{r_c} \cos \theta \quad (2)$$

wo es bedeutet:

$G$  - Oberflächenspannungskoeffizient,  $N/m^2$ ;  $r_c$  - Kapillarhalbmesser, m;  $\theta$  - Benetzungswinkel (Randwinkel), der die Benetzung der Kapillarwand durch die Flüssigkeit kennzeichnet, Grad.

5 Diese Formel ist gültig, wenn der Krümmungshalbmesser der Grenzfläche Dampf - Flüssigkeit in der Kondensationszone gegen unendlich strebt, was einer ebenen Grenzfläche entspricht, oder, anders gesagt, der Benetzungswinkel in der Kondensationszone  $90^\circ$  beträgt.

10 In dem Fall, wo die Kapillarkanäle eine komplizierte Form besitzen, wird anstatt des Kapillarhalbmessers der Begriff eines effektiven Halbmessers eingeführt, der sich experimentell ermitteln lässt.

15 Das Druckgefälle im laminaren Strom einer inkompressiblen viskosen Flüssigkeit, die sich im zylindrischen Kapillarkanal bewegt, dessen Halbmesser  $r_c$  ist, kann durch das Hagen-Poiseuille-Gesetz beschrieben werden:

$$\Delta P\ell = \frac{G \gamma \eta_e L}{\pi r_c^4 \rho_e} \quad (3)$$

wo es bedeutet:

20  $G$  - Massendurchfluss der Flüssigkeit,  $kg/cm$ ;  $\eta_e$  - dynamischer Viskositätskoeffizient,  $N \cdot c/m^2$ ;  $L$  - effektive Länge des Wärmerohrs, m,  $\rho_e$  - Flüssigkeitsdichte,  $kg/m^3$ . Die Dampfbewegung im Wärmerohr ordnet sich komplizierteren Gesetzen unter und kann einen verschiedenen Charakter in der Verdampfungszone, in der Kondensationszone und im Transportabschnitt (adiabatischer Abschnitt) haben. Daher stellt das gesamte Druckgefälle in der Dampfphase  $\Delta P_v$  eine Summe von Druckgefällen in diesen drei Wärmerohrab schnitten dar. Da eine eingehende Analyse der Druckver lustkomponenten in der Dampfphase über den Rahmen der vor liegenden Anmeldung hinausgeht, kann blos auf das Buch P. D. Dunn, D.A. Reay "Heat Pipes. Pergamon Press, Oxford, New York. Toronto, Sydney, Paris, Braunschweig, 1976" verwiesen werden, wo diese Analyse auf Seiten 35 -

49 gegeben ist.

Das letzte Glied der Gleichung (I), das durch die hydrostatische Druckhöhe der Flüssigkeit bedingt ist, lässt sich durch folgende Beziehung bestimmen:

5

$$\Delta P_g = \rho_l \cdot g \cdot \Delta \cdot \sin \varphi \quad (4)$$

wo es bedeutet:

$\rho_l$  - Dichte des Wärmeträgers in flüssiger Phase,  $\text{kg/m}^3$ ;

$g$  - Fallbeschleunigung,  $\text{m/s}^2$ ,  $\varphi$  - Winkel zwischen der Wärmerohrachse und der Horizontalen, Grad.

10

Je nach der gegenseitigen Lage der Verdampfungs- und Kondensationszonen des Wärmerohrs im Massenkräftefeld weist das Glied  $\Delta P_g$  der Gleichung (I) das Pluszeichen (+) bzw. das Minuszeichen (-) auf. Für den Fall, dass die Verdampfungszone oberhalb der Kondensationszone liegt,

15

wird der Neigungswinkel des Wärmerohrs für positiv gehalten,  $\sin \varphi > 0$  und  $\Delta P_g$  besitzt (+), dessen Sinn hier den hydrostatischen Widerstand bedeutet. Somit nimmt bei grösser werdenden Länge und Neigungswinkel des Wärmerohrs dementsprechend auch der hydrostatische Widerstand zu, wobei er ein Maximum bei  $\varphi = 90^\circ$  erreicht. Der hydrostatische Widerstand  $\Delta P_g$  steuert einen erheblichen Beitrag zur Gesamtsumme von Druckverlusten bei. Daher ist er bereits bei kleineren Neigungswinkeln des Wärmerohrs sowie bei waagerecht liegenden Wärmerohren grossen Durchmessers zu berücksichtigen.

25

Besonders empfindlich gegen Veränderung des positiven Neigungswinkels im Massenkräftefeld sind Niedertemperaturwärmerohre, in denen Wärmeträger angewendet werden, die einen relativ niedrigen Oberflächenspannungskoeffizienten besitzen. In diesem Fall müssen Kapillarstoffe mit einem sehr geringen Halbmesser von Kapillarkanälen zur Erzielung von ausreichend grossen Werten des Kapillardrucks  $\Delta P_c$  verwendet werden. Jedoch findet dabei, wie dies aus der Beziehung (3) folgt, die Zunahme des hydraulischen Widerstandes proportional der vierten

35

Halbmesserpotenz statt. All dies führt dazu, dass die Wärmetransportlänge und der Wärmestrom in den Wärmerohren in einem solchen Mass beschränkt werden, dass die Frage von der Zweckmässigkeit ihrer Verwendung in den Fällen entsteht, wo nach den Betriebsbedingungen Orientationen nicht ausgeschlossen sind, bei denen die Bewegungsrichtung der flüssigen Phase des Wärmeträgers gegen die Richtung der Gravitations- bzw. anderer Massenkräfte erfolgt.

Bekannt ist ein Wärmerohr nach der US-PS Nr. 3 666 005.

0 Es ist von mehreren untereinander verbundenen Sektionen gebildet, von denen jede ein Wärmerohr darstellt. Die Innenfläche einer Sektion einschliesslich der Stirnflächen ist mit einem Kapillarstoff überzogen, der mit einem Wärmeträger durchtränkt ist. Die Sektionen sind derart verbunden, dass die Stirnwand, die die Kondensationszone in einer vorangehenden von ihnen begrenzt, mit der Stirnwand gemeinsam ist, die die Verdampfungszone in einer nachfolgenden Sektion begrenzt, und so weiter.

0 Somit erweist es sich, dass die Kondensationszone einer jeden vorangehenden Sektion im Wärmekontakt mit der Verdampfungszone einer nachfolgenden Sektion steht. Da die Zirkulation des Wärmeträgers in jeder Sektion unabhängig geschieht und die Sektionslänge relativ gering ist, so ist innerhalb einer jeden von ihnen entsprechenderweise auch der Abstand gering, den der flüssige Wärmeträger im Kapillarstoff zurücklegt. Dies ermöglicht, Kapillaren mit einem ausreichend grossen Halbmesser zu verwenden und die Übertragung von erheblich grösseren Wärmeströmen bei der Bewegung des Wärmeträgers entgegen der Richtung der Gravitationskräfte zustande zu bringen, als dies beim Einsatz gewöhnliche Wärmerohre möglich ist.

5 Das bekannte Wärmerohr besitzt einen erhöhten Wärmewiderstand, der dadurch bedingt ist, dass der Wärmeaustausch zwischen den Sektionen durch Wärmeleitung über die Trennwände erfolgt, von denen jede einen bestimmten Wärmewiderstand besitzt. Es ist offensichtlich, dass bei der Notwendigkeit, die Länge eines solchen Wärmerohrs zu vergrössern, eine

höhere Anzahl von Sektionen verwendet werden muss. Folglich nimmt die Zahl der sie trennenden Wände zu, deren Gesamtwärmewiderstand zum Gesamtwärmewiderstand des Wärmerohrs gehört. Also lässt sich ohne weiteres annehmen, dass

5 der Wärmewiderstand eines Wärmerohrs, das aus mehreren Sektionen besteht, viel grösser als der Wärmewiderstand bei üblichen Wärmerohren sein wird und hierdurch einer der Hauptvorteile dieser Wärmeübertragereinrichtungen, und zwar der niedrige Wärmewiderstand, in erheblichem Masse verlorengeht. Daher kommt es bei einer vorgegebenen Temperaturdifferenz zwischen der Wärmequelle und dem Wärmeempfänger

10 zu einem geringeren Wärmestrom im bekannten Wärmerohr.

Die Versuche, den vom Wärmerohr übertragenen Wärmestrom durch Verringerung des hydraulischen Widerstandes desselben zu vergrössern, führten zur Entwicklung einer Wärmeübertragereinrichtung nach der US-PS Nr. 3 741 289. Diese Wärmeübertragereinrichtung ist in Gestalt eines geschlossenen Kanals ausgeführt, der einen Ringkreislauf darstellt und innerhalb eines begrenzten Abschnitts einen

20 Verdampfer aus einem Kapillarstoff, der mit einem Wärmeträger durchtränkt ist, enthält, welcher mit der Wärmequelle im Wärmekontakt steht. Der von ihr entfernt liegende Kanalabschnitt steht mit dem Wärmeempfänger im Wärmekontakt. In einem Kanalabschnitt in der Anordnungszone des Verdampfers ist ein Sammler für den flüssigen Wärmeträger vorgesehen. Der eine Kanalteil, der zwischen der Wärmequelle und dem Wärmeempfänger liegt, dient zur Bewegung des Wärmeträgers in der Dampfphase, der andere Kanalteil aber zur Bewegung des Wärmeträgers in der flüssigen

25 Phase. In dieser Einrichtung sind Massnahmen zur Gewährleistung des Kontaktes des sich in der flüssigen Phase befindenden Wärmeträgers mit dem Verdampfer bei fehlender Wärmebelastung getroffen. Hierzu ist ein besonderer Behälter vorgesehen, der ausserhalb des Wärmekreislaufs angeordnet und mit diesem mittels einer Rohrleitung in Verbindung gesetzt ist. Der Behälter enthält eine elastische

30 Membran, die den Wärmeträger und das Medium trennt, das

sich teilweise in flüssigem, teilweise in gasförmigem Zustand befindet, dessen Dampfdruck bei fehlender Wärmebelastung des Wärmeträgers höher als der Dampfdruck des Wärmeträgers und niedriger als dieser zunehmender Temperatur des Wärmeträgerdampfes während der Wärmebelastungszufuhr ist. Daher ist bei fehlender Wärmebelastung die Membran ausgeboigen, und der Wärmeträger, der durch die elastische Kraft dieser Membran aus dem Behälter verdrängt ist, steht mit dem Verdampfer in Kontakt. Bei zunehmender Temperatur und zunehmendem Dampfdruck des Wärmeträgers während der Wärmebelastungszufuhr wird der Wärmeträger aus dem Dampfteil des Kanals in jenen Kanalteil verdrängt, der für die Bewegung des flüssigen Wärmeträgers dient, und kommt mit der Außenfläche des Verdampfers über den Flüssigkeitssammler in Kontakt. Der überschüssige Wärmeträger wird in den Behälter verdrängt, unter dessen Druckeinwirkung die Membran eingebogen wird.

Die hohe Wärmeübertragungsleistung dieser Einrichtung ist dadurch gewährleistet, dass der Abstand, der der Wärmeträger im Kapillarstoff auf dem Weg zur Verdampfungsoberfläche zurücklegt, relativ klein ist. Deshalb sind die Druckverluste in dieser Einrichtung gegenüber den üblichen Wärmerohren beträchtlich niedriger. Dies gestattet es wiederum, den effektiven Halbmesser der Kapillarkanäle zu verringern und hierdurch den Kapillardruck zu erhöhen, der die Bewegung des Wärmeträgers gewährleistet.

Zu den Nachteilen der Konstruktion einer solchen Wärmeübertragereinrichtung gehört erstens die relativ geringe Oberfläche, die zur Zufuhr des flüssigen Wärmeträgers zum Verdampfer bestimmt ist, die innerhalb eines schmalen Ringabschnittes seiner Außenfläche geschieht. Bei der Notwendigkeit, die Länge der Verdampferoberfläche zwecks der Zuführung von Wärmebelastung zu vergrössern, führt dies zu erschwerten Versorgung der entfernten Verdampferabschnitte wegen des zunehmenden Kapillarwiderstandes und in der Folge zu denselben Einschränkungen bei der Bewegungsrichtung des Wärmeträgers entgegen der Wirkungsrichtung der Massen-

kräfte wie bei den bekannten Wärmerohren. Zweitens stellt die Unkomplaktheit, die durch den ausserhalb des Wärmeübertragungskreislaufs angeordneten Behälter und den Flüssigkeitssammler bedingt ist, einen Nachteil dar. Drittens ist 5 es eine niedrigere Zuverlässigkeit, die durch das vorhandene bewegliche Element, d.h. ein Membran, deren bleibende Verformungen und mechanischer Verschleiss infolge mehrfacher Ausbiegungen nicht zu vermeiden sind, bedingt ist.

10 Eine weitere Herabsetzung des hydraulischen Widerstandes in den Abschnitten, wo der Wärmeträger in flüssiger Phase und im Kapillarstoff transportiert wird, ist in der Konstruktion der Wärmeübertragereinrichtung nach dem SU-Urheberschein Nr. 69I672 erreicht.

15 Die bekannte Einrichtung schliesst eine Verdampfungskammer und eine Kondensatorkammer ein, die mittels Rohrleitungen in Verbindung gesetzt sind, von denen die erste zum Transport des Wärmeträgers in der Dampfphase, die zweite aber zum Transport desselben in der flüssigen Phase bestimmt ist. Im Innern der Verdampfungskammer ist ein Verdampfer 20 aus einem Kapillarstoff koaxial angeordnet, der mit einem Wärmeträger durchtränkt ist und mit einer Wärmequelle im Wärmekontakt steht. Der Verdampfer besteht aus zwei Teilen, deren Stirnflächen aneinander dicht anliegen. Jeder der Verdampferteile ist mit längsgehenden und radialen Kanälen 25 versehen, die mit einem Dampfsammler in Verbindung stehen, der im Verdampfer in Gestalt einer Ringnut ausgeführt ist, die sich an der Grenze zwischen den beiden Verdampferteilen befindet. Der Verdampfer besitzt einen axialen Längskanal, der mit jedem von zwei stirnseitigen Hohlräumen in 30 Verbindung steht, die von den Stirnflächen des Verdampfers und den Kammerwänden begrenzt sind. In der Seitenwand der Verdampfungskammer ist eine Eintrittsbohrung für die erste Rohrleitung, in der Stirnwand aber, die der Kondensatorkammer zugekehrt ist, eine Austrittsbohrung für die zweite Rohrleitung ausgeführt, welche mit dem stirnseitigen Hohlraum der Verdampfungskammer in Verbindung steht. Hierbei liegt die Austrittsöffnung dieser Rohrleitung im er-

wähnten Hohlraum oder im axialen Längskanal des Verdampfers.

Die Kondensatorkammer stellt einen Schuss dar, der in Form einer Hülse ausgeführt ist, deren Boden der Verdampfungskammer zugekehrt ist. Im Innern der Schusshülse ist ein weiterer Schuss angeordnet, derart, dass zwischen der Seiten- und der Stirnfläche des ersten von ihnen, die der Verdampfungskammer zugekehrt ist, und den entsprechenden Oberflächen des zweiten Schusses ein Ringspalt und ein zu diesem orthogonaler planparalleler Spalt gebildet sind, die

0 den Innenraum der Kondensatorkammer bilden. In der Stirnwand des ersten Schusses, die der Verdampfungskammer zugekehrt ist, ist eine Austrittsbohrung für die erste Rohrleitung, die mit dem Innenraum der Kondensatorkammer in Verbindung steht, in der Seitenwand desselben aber eine Eintrittsbohrung für die zweite Rohrleitung ausgeführt, die mit demselben Innenraum in Verbindung steht und von der ersten Bohrung in der Kammlänge entfernt ist.

5 Die Wärmeträgermenge in der Wärmeübertragereinrichtung ist so gewählt, dass sie zur Durchtränkung des Verdampfers, zur Füllung der zweiten Rohrleitung, eines Teils der Kondensatorkammer, des axialen Längskanals des Verdampfers, des einen stirnseitigen Hohlraums und teilweise des anderen stirnseitigen Hohlraums ausreicht.

10 Beim Betrieb der Wärmeübertragereinrichtung unter besonders harten Bedingungen, wenn sie im Massenkraftefeld vertikal ausgerichtet ist und ihre Verdampfungskammer oberhalb der Kondensatorkammer liegt, kommen grosse Schwierigkeiten auf, die durch die Entstehung des hydrostatischen Widerstandes  $\Delta P_g$  bedingt sind, der einen Maximalwert erreicht. Bei fehlender Wärmebelastung ist der Verdampfer mit den Wärmeträger durchtränkt, und der restliche Wärmeträger steht dabei in einer bestimmten Höhe in den Rohrleitungen ähnlich wie in den kommunizierenden Gefäßen. Bei der Zuführung einer Wärmebelastung zum Verdampfer erfolgt die Verdampfung des Wärmeträgers sowohl von der Oberfläche der Dampfableitungskanäle wie auch von der Oberfläche des axialen Längskanals und den Stirnflächen des Verdampfers.

Jedoch entsteht dank dem Wärmewiderstand, den die Schicht des mit dem Wärmeträger durchtränkten Kapillarstoffs besitzt, welcher die erwähnten Oberflächen trennt, ein Temperaturgefälle und somit ein Dampfdruckgefälle über diesen Oberflächen.

Dieses Druckgefälle lässt sich nach dem Clapeyron - Clausius-Gesetz bestimmen und wie folgt schreiben:

$$\Delta P = \frac{L P_1 \Delta T}{R \cdot T_1^2} \quad (5)$$

Dabei bedeuten die verwendeten Symbole:

10 L - latente Verdampfungswärme;  $P_1$  - Dampfdruck über der Verdampfungsfläche der Dampfableitungskanäle,  $N/m^2$ ;  $T_1$  - Dampftemperatur in den Dampfableitungskanälen, K;  $\Delta T$  - Dampftemperaturdifferenz zwischen den Verdampfungsflächen, K; R - universelle Gaskonstante, J (K<sup>·</sup>kg<sup>·</sup>Mol).

15 Unter der Wirkung dieser Druckdifferenz wird der sich in der flüssigen Phase befindende Wärmeträger aus der ersten Rohrleitung der Kondensatorkammer verdrängt und füllt die stirnseitigen Hohlräume und den axialen Längskanal des Verdampfers, von wo er, indem er sich vorwiegend in radia- 20 ler Richtung durch den Verdampfer bewegt, an die Verdampfungsfläche der Dampfableitungskanäle gelangt.

Auf diese Weise stellen sich in der funktionierenden Einrichtung zwei Höhen des flüssigen Wärmeträgers ein: eine Höhe im oberen stirnseitigen Hohlräum bei einer Dampftemperatur  $T_2$  über demselben, die andere in der Kondensatorkammer bei einer Dampftemperatur  $T_3$  über dem Wärmeträger. Hierbei ist es erforderlich dass die Bedingung  $T_3 > T_2$  und  $P_3 > P_2$  erfüllt wird. Diese Bedingung wird erfüllt, weil ein abgekühlter Wärmeträger in die Verdampfungskammer kommt, während der durchtränkte Verdampfer die Rolle eines "Wärmever- 30 schlusses" weiter spielt. Dabei ist bemerkenswert, dass die Temperatur  $T_3$  etwas niedriger als die Temperatur  $T_1$  ist wegen der Verluste bei der Bewegung des Dampfes in der ersten Rohrleitung und im Ringspalt der Kondensatorkammer, während 35 die Bedingung  $P_3 > P_2$  in dem Fall realisiert wird, wenn der Kapillardruck im Verdampfer der Beziehung genügt:

$$\Delta P_c \geq P_3 - P_2 + \Delta P_L + \Delta P_V \quad (6)$$

Es ist offensichtlich, dass die Druckdifferenz  $P_3 - P_2$  in etwa dem hydrostatischen Widerstand  $\Delta P_g$  äquivalent ist, den die Säule des flüssigen Wärmeträgers leistet, der sich zwischen den Freiflächen in der Verdampfungs- und in der Kondensatorkammer befindet.

Somit wird die Anwendung der Kapillarkanäle von sehr geringem Halbmesser möglich, da der Abstand, den der flüssige Wärmeträger im Kapillarstoff zurücklegt, relativ klein und von der Länge sowohl der Wärmeübertragereinrichtung wie auch des Verdampfers selber infolge der vorwiegend radialen Bewegungsrichtung des Wärmeträgers praktisch nicht abhängig ist. Dies erlaubt, einen hohen Kapillardruck sogar beim Einsatz eines Wärmeträgers mit einem relativ niedrigen Wärmespannungskoeffizienten zu erzielen. Ausserdem ist diese Einrichtung kompakt und zuverlässig, weil die Funktion eines Behälters für die Aufnahme des überschüssigen Wärmeträgers stirnseitige Hohlräume und der axiale Kanal im Verdampfer erfüllen, während jegliche Elemente, die mechanische Bewegungen ausführen, fehlen. Die Funktion eines Reglers der Wärmeträgerhöhe erfüllt der Wärmeträger selber dank der Veränderung der Grössen  $P_2$  und  $P_3$ .

Zu den Nachteilen dieser Wärmeübertragereinrichtung gehört erstens komplizierter Aufbau des Systems von Dampfableitungskanälen, deren Zahl für die Schaffung einer ausreichend grossen Verdampfungsfläche recht gross sein soll, sowie die komplizierte Gewährleistung einer zuverlässigen und dichten Verbindung und der Anordnung der beiden Teile des Kapillarverdampfers im Gehäuse. Zweitens ist die Verdampfungsfläche des Verdampfers ungenügend entwickelt, da sie durch die Seitenflächen der radialen Dampfableitungskanäle gebildet ist, deren Zahl, wie im vorstehenden erwähnt wurde, aufgrund der technologischen Schwierigkeiten nicht gross genug sein kann. Dies schafft gewisse Erschwernisse für den Dampfaustritt und macht die Dampfdruckverluste höher. Drittens ist die Anordnungsstelle der Austrittsöffnung der zweiten Rohrleitung in der Verdampfungskammer von Nachteil, da sie unterhalb der Standhöhe des flüssigen

Wärmeträgers im oberen stirnseitigen Hohlraum bei den Orientierungen der Einrichtung mit den Neigungswinkeln  $\varphi > 0^\circ$  liegt. Dieser Umstand erlaubt es nicht, den "kühlen" Wärmeträger unmittelbar dem oberen stirnseitigen Hohlraum zuzuleiten, in den er über den axialen Längskanal gelangt, dessen Querschnitt erheblich grösser als der Querschnitt der zweiten Rohrleitung ist, und zwar infolge der Abnahme der Bewegungsgeschwindigkeit des Wärmeträgers und des unmittelbaren Wärmekontaktes desselben mit den Wänden des axialen Kanals, was zur Erhitzung des Wärmeträgers führt. Infolgedessen nehmen die Dampftemperatur  $T_2$  und der Dampfdruck  $P_2$  zu, was zur entsprechenden Zunahme der Grössen  $T_1$ ,  $T_3$  und  $P_1$ ,  $P_3$  und demnach auch zur Zunahme der Temperatur der Wärmequelle führt, von der das Wärmerohr die Wärme abführt. Viertens ist das Vorhandensein des schmalen Ringspaltes in der Kondensatorkammer von Nachteil, dessen hydraulischer Widerstand wegen des herabfliessenden Kondensatfilms, der verschlechterten Konvektion bei der Wärmeableitung von der Aussenfläche der Kondensatorkammer in die Umgebung zusätzlich zunimmt, was zur Reduzierung des vom besagten Wärmerohr übertragenen Grenzwärmestroms ebenfalls beiträgt.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Wärmeübertragereinrichtung zu schaffen, in der dank der vergrösserten Verdampfungsfläche des Verdampfers, dem verringerten hydraulischen Widerstand der Kondensatorkammer und der erniedrigten Dampftemperatur  $T_2$  im oberen stirnseitigen Hohlraum der Verdampfungskammer eine Leistungssteigerung derselben gewährleistet wird.

Die gestellte Aufgabe wird mit einer Wärmeübertrager-einrichtung der eingangs genannten Art mit den Merk-malen des kennzeichnenden Teils von Patentanspruch 1 gelöst.

05

Diese Konstruktion der Wärmeübertragereinrichtung ge-stattet es, die Verdampfungsfläche des Kapillarverdampfers dank der Vergrößerung der Gesamtfläche der Dampfablei-tungskanäle wesentlich größer zu machen. Die Vergrößerung 10 der Verdampfungsfläche verbessert die Bedingungen zur Dampfableitung von dieser Oberfläche, wodurch die Druck-verluste des Dampfes beträchtlich vermindert und der Wärmewiderstand der Verdampfungszone verringert wird. Im Endergebnis führt dies zur Erhöhung der thermodynamischen Effektivität der Wärmeübertragereinrichtung, die 15 sowohl in der größeren Wärmetransportlänge wie auch in der höheren Wärmebelastungsdichte ihren Ausdruck findet.

Ein augenscheinlicher Vorteil eines solchen Systems von 20 Dampfableitungskanälen ist ferner seine Einfachheit und Fertigungsgerechtheit, da die Herstellung einer Viel-zahl von Ringnuten an der Außenfläche des Verdampfers, die vor allem die Verdampfungsfläche ausmachen, keine be-sonderen Schwierigkeiten bereitet. Komplizierter ist die 25 Ausführung von Längskanälen, deren Hauptzweckbestimmung in der Dampfabteilung in den Dampfsammler besteht. Jedoch ist ihre Zahl gering, und die Tiefe dieser Kanäle kann etwas größer als bei den Ringnuten sein. Außerdem kann sie in der Verdampferlänge zur Erzielung von optimalen 30 Dampfableitungsbedingungen leicht differenziert werden.

Das gesamte System von Dampfableitungskanälen befindet sich zwischen den glatten Ringbünden, die an den Stirnseiten des Verdampfers ausgebildet sind und die Funktion einer Dichtung erfüllen, welche die Überströmungen des 05 "heissen" Dampfes in die stirnseitigen Hohlräume verhindert.

Die Anordnung der Austrittsöffnung der zweiten Rohrleitung im stirnseitigen Hohlräum, der von der Kondensatorkammer am weitesten entfernt ist, erlaubt es bei den Orientierungen der Einrichtung mit den Neigungswinkeln  $\varphi > 0$ , den in 10 der Kondensatorkammer kondensierten und abgekühlten Wärmeträger unmittelbar an die Grenzfläche Dampf - Flüssigkeit zuzuführen, die bei den erwähnten Orientierungen in diesem Hohlräum liegt. Dies gestattet, eine unter diesen Bedingungen 15 maximal mögliche Erniedrigung der Dampftemperatur  $T_2$  und des Dampfdrucks  $P_2$  über der erwähnten Grenzfläche zu erzielen. Die Erniedrigung der Dampftemperatur  $T_2$  und des Dampfdrucks  $P_2$  wird dadurch begünstigt, dass die Bewegung des 20 Wärmeträgers im Abschnitt der zweiten Rohrleitung, der im axialen Längskanal des Verdampfers liegt, mit einer hohen Geschwindigkeit erfolgt, die es ihm nicht erlaubt, vor dem Eintritt in den stirnseitigen Hohlräum heiß zu werden. Die Senkung des Dampfdrucks  $P_2$  bei Aufrechterhaltung des 25 Solldruckgefälles  $P_I - P_2$  bedingt die Möglichkeit einer entsprechenden Erniedrigung der Dampftemperatur  $T_I$  und des Dampfdrucks  $P_I$  in den Dampfableitungskanälen. Somit gehen

das Anlassen und die Funktion der Wärmeübertragereinrichtung auf einem niedrigeren Temperaturniveau vor sich. Dies gestattet, die Isothermie der Einrichtung bei deren beibehaltener Arbeitsleistung zu erhöhen sowie die Temperatur der abzukühlenden Wärmequelle zu erniedrigen.

Die Konstruktion der Kondensatorkammer gestattet es erstens, eine praktisch gleiche Effektivität der Wärmeableitung von der gesamten Kammeroberfläche sicherzustellen, zweitens den Aufbau der Wärmeübertragereinrichtung zu verbessern, weil ein Teil der zweiten Rohrleitung im Innern des Hohlraums des zweiten Schusses liegt, drittens gestattet es die Differenziermöglichkeit der Spaltgrösse in der Kammlänge, den hydraulischen Widerstand des Spaltes zu optimieren, und, ohne den letzteren wesentlich zu vergrössern, einen lokalen Kapillareffekt in der Zone der Eintrittsöffnung der zweiten Rohrleitung zu erzielen, der zur Stabilisierung des Flüssigkeitsstopfens von ausreichend grosser Höhe erforderlich ist, der das Durchbrechen des Dampfes in die Rohrleitung bei den Orientierungen der Einrichtung mit den Neigungswinkeln  $\Psi > 0$  verhindert.

Zweckmässigerweise besitzen die an der Aussenfläche des Verdampfers befindlichen Nuten ein dreieckiges Profil mit einer der Längsachse desselben zugekehrten Spitze.

Im Verdampfer besteht ständig ein Temperaturgefälle in radialer Richtung, und bei Vergrösserung der Nutentiefe zwecks Verminderung ihres hydraulischen Widerstandes nimmt dem entsprechend auch das Temperaturgefälle in Richtung zur Spitze dieser Nuten zu. Dieser Umstand kann erstens eine teilweise Dampfkondensation auf dem "kalten" Nutengrund sowie die Bildung einer lokalen "parasitären" Zirkulation des Wärmeträgers in der Verdampfungszone zur Folge haben, was zur Erhöhung der Dampftemperatur im axialen Längskanal und in den stirnseitigen Hohlräumen und als Folge davon zur Verschlechterung der Funktionsbedingungen der Wärmeübertragereinrichtung führt. Das dreieckige Kanalprofil, dessen Spitze eine minimale Fläche besitzt, ermöglicht eine Reduzierung dieser unerwünschten Erscheinungen.

Die Eintrittsöffnung der zweiten Rohrleitung soll in der Länge der Kondensatorkammer von der Austrittsöffnung der ersten Rohrleitung maximal entfernt sein.

5 Dies gestattet, die gesamte Oberfläche der Kondensatorkammer für die Dampfkondensation und die Unterkühlung des Wärmeträgers in der flüssigen Phase vollständiger auszunutzen, was zur Verbesserung der Isothermie der gesamten Einrichtung beiträgt.

10 Zur bequemeren Montage empfiehlt es sich, dass die erste und zweite Rohrleitung Abschnitte besitzen die in Gestalt von Wellungen ausgeführt sind. Dies gewährleistet eine elastische mechanische Verbindung zwischen der Verdampfungskammer und der Kondensatorkammer.

15 Beim Betrieb der Wärmeübertragereinrichtung unter Bedingungen der Einwirkung von Vibrationsbelastungen empfiehlt es sich, dass die erste und die zweite Rohrleitungen Abschnitte besitzen, die in Gestalt von Rohrspiralen ausgeführt sind.

20 Dies gestattet, eine elastische mechanische Verbindung zwischen der Verdampfungskammer und der Kondensatorkammer zu gewährleisten, die zur Herabsetzung von mechanischen Belastungen der Rohrleitungsverbindungen erforderlich ist, die die hermetische Dichte der Wärmeübertragereinrichtung stören.

25 Es ist ferner von Vorteil, wenn im Verdampfer ein Schuss vorgesehen ist, der an den Stirnwänden der Verdampfungskammer befestigt und im axialen Längskanal des Verdampfers mit einem radialen Spalt angebracht ist, der zur Zuführung des Wärmeträgers zum Verdampfer in radialer Richtung erforderlich ist, wobei der Innenraum des Schusses mit der Umgebung in Verbindung steht.

30 Diese Konstruktion der Verdampfungskammer gestattet es, die Wärmeisolation des Stroms des flüssigen Wärmeträgers, der über die zweite Rohrleitung in den stirnseitigen Hohlraum gelangt, effektiver zu gestalten. Dies wird dadurch erreicht, dass der Abschnitt der Rohrleitung, der sich im axialen Längskanal und im stirnseitigen Hohlraum befindet, welche mit dem flüssigen Wärmeträger gefüllt sind, von der

Erwärmung durch die Trennwand und die Schicht des jeweili-  
gen Umgebungsmediums, beispielsweise der Luft, die bekannt-  
lich guter Wärmeisolator ist, zusätzlich isoliert ist. Ihrer-  
seits ermöglicht es die zuverlässigere Wärmeisolation der  
; Rohrleitung, den flüssigen Wärmeträger dem stirnseitigen  
Hohlraum der Verdampfungskammer nahezu mit derselben Tem-  
peratur zuzuführen, die er beim Austritt aus der Kondensa-  
torkammer besass. Wie bereits im vorstehenden erwähnt wur-  
de, gestattet dies, die Dampftemperatur  $T_2$  und den Dampf-  
druck  $P_2$  im stirnseitigen Hohlraum über der Grenzfläche  
Dampf-Flüssigkeit zusätzlich zu erniedrigen und somit das  
Arbeitstemperaturniveau der Wärmeübertragereinrichtung so-  
wie den Wärmewiderstand derselben herabzusetzen bzw. bei  
übrigen gleichen Bedingungen die Wärmebelastungsdichte und  
I5 die Leistung zu erhöhen.

Weitere Ziele und Vorteile der Erfindung werden an  
einem nachfolgend angeführten konkreten Ausführungsbei-  
spiel der Erfindung und anhand von beiliegenden Zeichnun-  
gen erläutert; in denen es zeigt:

20 Fig. I - schematische Darstellung der Wärmeübertrager-  
einrichtung gemäss der Erfindung, mit einem teilweisen  
Längsschnitt:

Fig. 2 - teilweiser Schnitt nach Linie II-II der Fig.  
I, im vergrösserten Massstab;

25 Fig. 3 - Schnitt nach Linie III-III der Fig.I;

Fig. 4 - teilweiser Längsschnitt der ersten und der  
zweiten Rohrleitung mit in Gestalt von Wellungen ausgeführ-  
ten Abschnitten;

30 Fig. 5 - teilweiser Längsschnitt der ersten und der  
zweiten Rohrleitung mit in Gestalt von Rohrspiralen ausge-  
führten Abschnitten;

Fig. 6 - Ausführungsform der Verdampfungskammer gemäss  
der Erfindung mit einem teilweisen Längsschnitt;

35 Fig. 7 - teilweiser Schnitt nach Linie VII-VII der Fig.  
6, im vergrösserten Magstab.

Die erfindungsgemässen Wärmeübertragereinrichtung  
enthält eine Verdampfungskammer I (Fig. I), in dessen Ge-  
häuse 2 koaxial ein Verdampfer 3 aus einem Kapillarstoff,

beispielsweise aus einem metallkeramischen Stoff, angeordnet ist, der mit einer Wärmequelle im Wärmekontakt steht, wobei der von dieser ausgehende Wärmestrom durch Pfeile "a" angedeutet ist, sowie eine Kondensatorkammer 4. In der Verdampfungskammer I sind stirnseitige Hohlräume 5 und 6 vorgesehen, die von den Wänden der Verdampfungskammer I und den Stirnflächen des Verdampfers 3 begrenzt sind. In Verdampfer 3 ist ein axialer Längskanal 7 ausgeführt, der zusammen mit den stirnseitigen Hohlräumen 5 und 6 zum Sammeln und Zuführen des Wärmeträgers zu einer Verdampfungsfläche 8 (Fig.2) bestimmt ist, die von den Seitenflächen der Dampfableitungskanäle gebildet ist, die in Gestalt von Längsnuten 9 und Ringnuten 10 an der Mantelfläche des Verdampfers 3 eingearbeitet sind. Die Längsnuten 9 (Fig.1) und die Ringnuten 10 besitzen ein dreieckiges Profil mit einer der Längsachse des Verdampfers 3 zugekehrten Spitze. Die Längsgehenden Dampfableitungskanäle 9 stehen mit einem Dampfsammler II in Verbindung, der an der Aussenfläche des Verdampfers 3 in Form einer Ringnut ausgeführt ist, die mit der Eintrittsöffnung I2 einer ersten Rohrleitung I3 in Verbindung steht, die zum Transport des Wärmeträgers in der Dampfphase, durch Pfeile "b" angedeutet, in die Kondensatorkammer 4 bestimmt ist.

Die Kondensatorkammer 4 stellt einen Schuss I4 (Fig.3) dar, in dessen Innerem ein anderer Schuss <sup>I5</sup> koaxial angeordnet ist, derart, dass zwischen der Wand des ersten Schusses I4 und der Wand des zweiten Schusses I5 ein Spalt I6 gebildet ist, der von der Umgebung durch Ringdeckel I7 und I8 (Fig.1) isoliert ist. Der Querschnitt des Spaltes I6 nimmt in der Bewegungsrichtung des Dampfes im Spalt ab. Die Austrittsöffnung I9 der ersten Rohrleitung I3 liegt näher an die Verdampfungskammer I in der Seitenwand des ersten Schusses I4 bzw. des zweiten Schusses I5 (Fig.4). Die beiden Anordnungsvarianten der Austrittsöffnung I9 sind thermodynamisch gleichwertig, und es wird jene bevorzugt, bei welcher der Aufbau unter dieser oder jener konkreten Situation bequemer ist. Die Eintrittsöffnung 20 (Fig.1) für eine zweite Rohrleitung 21, die zum Transport des Wärmeträgers in der flüssigen Phase bestimmt ist, durch Pfeile "c" angedeutet, ist

von der Austrittsöffnung 19 in der Länge der Kondensatorkammer 4 maximal entfernt und kann ferner je nach den konkreten Bedingungen sowohl in der Wand des ersten Schusses (in Fig. nicht abgebildet) wie auch in der Wand des zweiten Schusses 15 angeordnet sein. Die Eintrittsöffnung 20 steht mit dem Spalt 16 in einem Abschnitt in Verbindung, der einen minimalen Querschnitt besitzt. Die Wärmeableitung von der Kondensatorkammer 4 kann gleichermassen sowohl von der Oberfläche des ersten Schusses 14 wie auch von der Oberfläche des zweiten Schusses 15 erfolgen. Der Wärmestrom zum Wärmeempfänger, als welcher beispielsweise die umgebende Luft auftreten kann, ist durch Pfeile "d" angedeutet.

Die Austrittsöffnung 22 der zweiten Rohrleitung 21 befindet sich im stirnseitigen Hohlraum 5, der von der Kondensatorkammer 4 am weitesten entfernt ist. Die zweite Rohrleitung 21 verläuft im Innern des axialen Längskanals 7 des Verdampfers 3. Zur Verhinderung der Überströmungen des "heissen" Dampfes in die stirnseitigen Hohlräume 5 und 6 sind an der Außenfläche des Verdampfers 3 glatte Ringbündel 23 ausgeführt, die die Funktion einer "Dichtung" erfüllen, indem sie an der Innenfläche des Gehäuses 2 der Verdampfungskammer I satt anliegen.

Zur bequemeren Montage der Wärmeübertragereinrichtung weisen die erste Rohrleitung 13 und die zweite Rohrleitung 21 Abschnitte auf, die in Gestalt von Wellungen 24 (Fig.4) ausgeführt sind, die eine elastische mechanische Verbindung zwischen der Verdampfungskammer I und der Kondensatorkammer 4 gewährleisten.

Zur Erhöhung der Betriebszuverlässigkeit der Einrichtung unter Bedingungen der Einwirkung von Vibrationsbelastungen weisen die Rohrleitungen 13 und 21 Abschnitte auf, die in Gestalt von Rohrspiralen 25 (Fig.5) ausgeführt sind, die eine elastische mechanische Verbindung zwischen der Verdampfungskammer I und der Kondensatorkammer 4 gewährleisten.

Die Wärmeübertragereinrichtung arbeitet auf die folgende Weise.

Bei fehlender Wärmelastung und der Orientierung der

Wärmeübertragereinrichtung mit einem Neigungswinkel  $\varphi \leq 90^\circ$  im Massenkräftefeld, das durch einen Vektor "g" (Fig. I) charakterisiert ist, stellt sich der Wärmeträger bei vollkommen durchtränktem Verdampfer 3 in einer bestimmten Höhe x-x in der ersten Rohrleitung I3 und der zweiten Rohrleitung 2I ein. Die zur Füllung der Einrichtung erforderliche Wärmeträgermenge, und dementsprechend auch die Höhenlage des Wärmeträgers x-x ist durch das Volumen des Wärmeträgers, der den Verdampfer 3 durchtränkt, geometrische Abmessungen der Einrichtung, Steilheit der Sättigungskurve des Wärmeträgers, die durch die Grösse der Ableitung  $dP/dT$  definiert ist, und eine Reihe weiterer Faktoren bedingt. So findet beispielsweise, wenn die Wärmebelastungsgrösse unter der minimalen liegt, die zum Anlassen der Einrichtung ausreicht, die Austrocknung des Verdampfers 3 und gleichzeitige Steigung der Ständehöhe x-x des Wärmeträgers dank der Kondensation statt.

Unter diesen Bedingungen muss die ursprüngliche Höhenlage des Wärmeträgers eine solche sein, dass zum Zeitpunkt, da der Verdampfer 3 nicht mehr als 40-50% des Wärmeträgers verloren hat, die Wärmeträgerhöhe x-x bis zur Eintrittsöffnung I2 der ersten Rohrleitung I3 steigt. Danach wird die weitere Austrocknung des Verdampfers 3 durch den durch die Öffnung 12 eintretenden Wärmeträger kompensiert werden.

Die ursprüngliche Wärmeträgerhöhe x-x kann tiefer eingestellt werden, denn die Möglichkeit der Durchtränkung des Verdampfers 3 vor dem Anlassen, beispielsweise durch Veränderung des Winkels  $\varphi$  um  $180^\circ$  besteht. Es ist allerdings zu beachten, dass beim Anlassen der Wärmeübertragereinrichtung sogar bei nominalen Wärmebelastungen beim vollständig durchtränkten Verdampfer 3 der Wärmeträger nicht sofort, sondern nach einer gewissen Zeitspanne, die einige Sekunden ausmacht, mit ihm in Kontakt tritt. Diese Zeitspanne ist um so kürzer, je höher die Wärmebelastung, je grösser  $dP/dT$  des Wärmeträgers und je kleiner Dichte und Viskosität desselben sind. Bei richtig eingestellter Wärmeträgermenge, die zum Füllen der Einrichtung erforderlich ist, ist das Anlassen und die Funktion der vorliegenden Wärmeübertragereinrichtung

in allen Fällen garantiert.

Bei der Wärmezuführung, die durch Pfeile "a" (Fig.I) angedeutet ist, von einer Aussenquelle zum Verdampfer 3 verdampft der Wärmeträger von den Oberflächen 8 (Fig.2) der Dampfableitungskanäle 9 und 10 (Pfeile "b"), wobei die latente Verdampfungswärme absorbiert wird. Der entstandene Dampf (Pfeile "b" Fig.I) strömt über die Dampfableitungskanäle 10 in den Dampfsammler II, dann durch die Eintrittsöffnung I2 in die erste Rohrleitung I3 und sodann in den Spalt I6 der Kondensatorkammer 4, wobei er den sich in flüssiger Phase befindenden Wärmeträger aus ihnen in die stirnseitigen Hohlräume 5,6 der Verdampfungskammer I und in den axialen Kanal 7 des Verdampfers verdrängt. Der in den Ringspalt I6 der Kondensatorkammer 4 eintretende Dampf kondensiert an der Oberfläche der Schüsse I4 und I5, und die Kondensationswärme wird durch Wärmeleitung über ihre Wände an einen Wärmeempfänger abgeleitet, wobei der Wärmestrom zu ihm durch Pfeile "d" angedeutet ist. Der kondensierte Wärmeträger bildet einen Flüssigkeits "stopfen", der die Eintrittsöffnung 20 der zweiten Rohrleitung 2I verschließt und das Eindringen von Dampfblasen in die Rohrleitung 2I verhindert. Bei Veränderung der Orientierung der Einrichtung, wenn sich die Verdampfungskammer I unterhalb der Kondensatorkammer 4 befindet, verbleibt der Flüssigkeitsstopfen an seinem Ort dank den Kapillarkräften, die an der engsten Stelle des Spaltes wirken, sowie teilweise dank der Wirkung des vom Dampfstrom ausgeübten dynamischen Drucks. Der in der Kondensatorkammer 4 abgekühlte flüssige Wärmeträger gelangt durch die Öffnung 20 in die Rohrleitung 2I, bewegt sich in derselben und füllt den stirnseitigen Hohlraum 6, den axialen Kanal 7 und den stirnseitigen Hohlraum 5. Die Zuführung des Wärmeträgers zur Verdampfungsfläche 8 der Dampfableitungskanäle 9 und 10 (Fig.2) erfolgt vorwiegend in radialer Richtung aus dem axialen Längskanal 7.

Dank den vorhandenen glatten Ringbünden 23 (Fig.I), die an der inneren Seitenfläche des Gehäuses 2 der Verdampfungskammer I satt anliegen und die Funktion einer Dichtung er-

füllen, sowie dadurch, dass der flüssige Wärmeträger in den Kapillarkanälen unter der Einwirkung von Kapillarkräften steht, kann der "heisse" Dampf aus den Dampfableitungskanälen 9 und 10 in die Stirnseitigen Hohlräume 5, 6 und in den axialen Kanal 7 nicht eindringen. Die Schicht des Kapillar-  
 5 stoffs des Verdampfers 3 trennt die Verdampfungsflächen 8 der Dampfableitungskanäle 9 und 10 von der Oberfläche des axialen Kanals 7 und von den Stirnflächen des Verdampfers 3. Die erwähnte Schicht besitzt einen Wärmewiderstand. In den Dampf-  
 10 ableitungskanälen 9 und 10 entsteht der "heisse" Dampf mit Parametern  $T_1$  und  $P_1$ .

Über der Oberfläche des axialen Kanals 7 und den Stirnflächen des Verdampfers 3 wird "kalter" Dampf mit Parametern  $T_2$  und  $P_2$  gebildet, deren Werte unter denen der entsprechenden Parameter  $T_1$  und  $P_1$  liegen.  
 15

Die entstehende Temperaturdifferenz  $\Delta T_{1-2} = T_1 - T_2$  bedingt die Entstehung einer der Beziehung /5/ entsprechenden Druckdifferenz  $\Delta P_{1-2} = P_1 - P_2$ , welche die Triebkraft ist, unter deren Wirkung die Verdrängung des flüssigen Wärmeträgers aus der Rohrleitung 13 und dem Spalt 16 der Kondensatorkammer 4 sowie die Füllung der stirnseitigen Hohlräume 5 und 6 der Verdampfungskammer I und des axialen Längskanals 7 des Verdampfers 3 (Fig. I) mit demselben erfolgt. Also entstehen bei der Arbeit der Wärmeübertragereinrichtung mit einem Neigungswinkel  $\varphi = + 90^\circ$  zwei freie Grenzflächen Dampf-  
 20 flüssigkeit in ihr. Die eine von ihnen stellt sich in einer bestimmten Höhe  $y-y$  (Fig. I) im oberen stirnseitigen Hohlräum 5, die andere in einer Höhe  $z-z$  im Spalt 16 der Kondensatorkammer 4 ein. Diese Standhöhen sind beweglich, und ihre Lage  
 25 wird durch eine ganze Reihe von Faktoren wie beispielsweise die Wärmebelastungsgrösse und die Intensität der Wärmeab-  
 leitung von der Kondensatorkammer 4 bedingt. Wenn man annimmt, dass die Dampftemperatur und der Dampfdruck über der Stand-  
 30 höhe  $y-y$   $T_2$  und  $P_2$  und die Dampftemperatur sowie der Dampf-  
 druck über der Standhöhe  $z-z$  jeweils  $T_3$  und  $P_3$  sind, so  
 35 sieht die Bedingung für die Stabilität der Säule des flüssigen Wärmeträgers zwischen den Standhöhe  $y-y$  und  $z-z$  mit

Rücksicht auf die Verluste  $T_3 < T_I$  und  $P_3 < P_I$  wie folgt aus:

$$\Delta P_{3-2} = P_3 - P_2 = \Delta P_g + \Delta P_\ell, \quad (7)$$

wo  $\Delta P_\ell$ , die Druckverluste des sich in flüssiger Phase befindenden Wärmeträgers in der Rohrleitung 2I und im Spalt I6,  $\text{N/m}^2$ , bedeutet.

Wenn man annimmt, dass die Höhe der flüssigen Wärmeträgersäule in etwa der Länge der Wärmeübertragereinrichtung gleich ist, so lässt sich  $\Delta P_g$  aus der Beziehung (4) ermitteln.

Ausserdem sind zur Gewährleistung der Funktionstüchtigkeit der in Rede stehenden Einrichtung auch noch folgende Bedingungen zu erfüllen:

$$\Delta P_{1-2} = P_1 - P_2 = \Delta P_{3-2} + \Delta P_v \quad (8)$$

$$\Delta P_c \geq \Delta P_{1-2} + \Delta P_{\ell_2}$$

wo  $\Delta P_{\ell_2}$  die Druckverluste des sich in flüssiger Phase befindenden Wärmeträgers im Verdampfer 3,  $\text{N/m}^2$ , bedeutet.

Da aber  $\Delta P_\ell = \Delta P_{\ell_1} + \Delta P_{\ell_2}$ , so lässt sich schreiben, dass  $\Delta P_c \geq \Delta P_g + \Delta P_\ell + \Delta P_v$ .

Aus der letzten Schreibweise ist ersehen, dass die Funktionstüchtigkeit der vorliegenden Wärmeübertragereinrichtung durch dieselbe Bedingung (I) wie für die gewöhnlichen Wärmerohre ausgedrückt ist.

Da die Druckverluste  $\Delta P_\ell$ , bei der Bewegung des sich in flüssiger Phase befindenden Wärmeträgers über die glatte Rohrleitung 2I und den Spalt I6 relativ gering sind, so können die Druckverluste  $\Delta P_{\ell_2}$  in den Kapillaren des Verdampfers 3 grösser gemacht werden, indem ihr Halbmesser  $r_c$  vermindert und hierdurch der Kapillardruck  $\Delta P_c$  gemäss der Beziehung (2) vergrössert wird.

Die Vergrösserung des Kapillardrucks  $\Delta P_c$  kann der Kompensierung des hydrostatischen Widerstandes  $\Delta P_g$  dienen, der bei den Orientierungen des Wärmeübertragereinrichtung entsteht, die durch die Neigungswinkel  $\varphi > 0^\circ$  gekennzeichnet

sind.

Die Vergrösserung der Verdampfungsfläche, die zur Ver-  
ringerung der Druckverluste  $\Delta P_v$  im Dampf führt, sowie die Ver-  
minderung der Druckverluste  $\Delta P_l$  in der Flüssigkeit dank der  
5 Differenzierung der Grösse des Spaltes 16 gestatten, den hy-  
draulischen Widerstand der Wärmeübertragereinrichtung zu ver-  
ringern und folglich den Aufwand des Kapillardrucks  $\Delta P_c$  für  
den hydrostatischen Widerstand  $\Delta P_g$  zu erhöhen.

All das erlaubt es, den Wärmestrom in der Wärmeübertra-  
10 gereinrichtung sogar bei deren Orientierung im Massenkräf-  
feld mit einem Neigungswinkel  $\varphi = +90^\circ$  zu vergrössern und den  
Wärmestrom auf eine ausreichend grösse Entfernung zu über-  
tragen.

Bei der Orientierung der Einrichtung mit den Neigungs-  
15 winkeln  $\varphi \leq 0^\circ$  geht ihre Arbeit unter günstigeren Bedingungen  
vor sich, weil der hydrostatische Widerstand  $\Delta P_g$  entweder  
bei  $\varphi = 0^\circ$  praktisch fehlt oder der Gleichung (I) mit Minus-  
zeichen (-) gehöhrt und an den Kapillardruck  $\Delta P_c$  bei  $\varphi < 0^\circ$   
addiert wird. Eine spezielle Betrachtung dieser Betriebsar-  
20 ten erübrigt sich.

Also wird dank der Vergrösserung des Kapillardrucks  $\Delta P_c$   
und der Umverteilung der Druckverluste im Dampf und im flüs-  
sigen Wärmeträger mit Hilfe von konstruktiven Vervollkomm-  
nungen die Schaffung einer hocheffektiven Wärmeübertragerein-  
25 richtung möglich, deren Masse, Abmessungen und konstruktive  
Einfachheit mit denen der üblichen Wärmerohre vergleich-  
bar sind, während der übertragene Wärmestrom und die Ent-  
fernung des Wärmetransports bei den Orientierungen mit den  
Neigungswinkeln, die  $+90^\circ$  nahe oder gleich sind, im Massen-  
30 kräftelefeld um ein mehrfaches grösser sind.

Bei einem ausreichend grossen Durchmesser der Verdamp-  
fungskammer I kann der Wärmewiderstand der Wärmeübertrager-  
einrichtung in einer Ausführungsform, die in Fig. 6 darge-  
stellt ist, vermindert werden. Die Verdampfungskammer I ent-  
35 hält einen Schuss 26 (Fig. 7), der an den Stirnwänden 27 und  
28 (Fig. 6) der Verdampfungskammer I befestigt und im axialen  
Längskanal 7 des Verdampfers 3 mit einem radialen Spalt 29  
angeordnet ist, der zur Zuführung des Wärmeträgers zum Ver-

dampfer 3 in radialer Richtung erforderlich ist. Der Innenraum 30 des Schusses 26 steht mit der Umgebung in Verbindung.

Die Arbeit der Wärmeübertragereinrichtung mit einer Verdampfungskammer I gemäss dieser Ausführungsform geht ähnlich 5 wie bei der im vorstehenden beschriebenen vor sich.

In der erfindungsgemässen Wärmeübertragereinrichtung mit 680 mm Länge und 0,3 kg Masse, die aus rostfreiem Stahl und Nickel gefertigt ist und Azeton als Wärmeträger benutzt, wurde bei der Orientierung im Gravitationsfeld mit einem 10 Neigungswinkel  $\varphi +90^\circ$  eine Grenzdichte des Wärmestroms in radialer Richtung im Verdampfer von  $92 \text{ kW/m}^2$  bei einer Dampftemperatur von 341 K erzielt. Die Grösse des übertragenen Wärmestroms betrug hierbei  $0,204 \text{ kW/m}$ . Bei der Vergrösserung der Einrichtungslänge auf 1050 mm überstieg die 15 Zunahme dieser Grösse nicht 10%. Bei den Orientierung der Wärmeübertragereinrichtung mit den Neigungswinkeln  $\varphi = 0^\circ$  und  $\varphi = -90^\circ$  nahm die Wärmestromgrösse bei übrigen gleichen Bedingungen um 15 - 20% zu.

31

**Nummer:** 33 01 998  
**Int. Cl.<sup>3</sup>:** F 28 D 15/00  
**Anmeldetag:** 21. Januar 1983  
**Offenlegungstag:** 26. Juli 1984

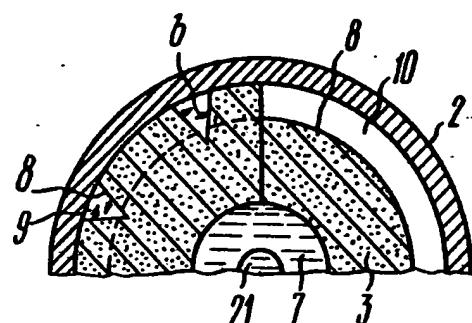
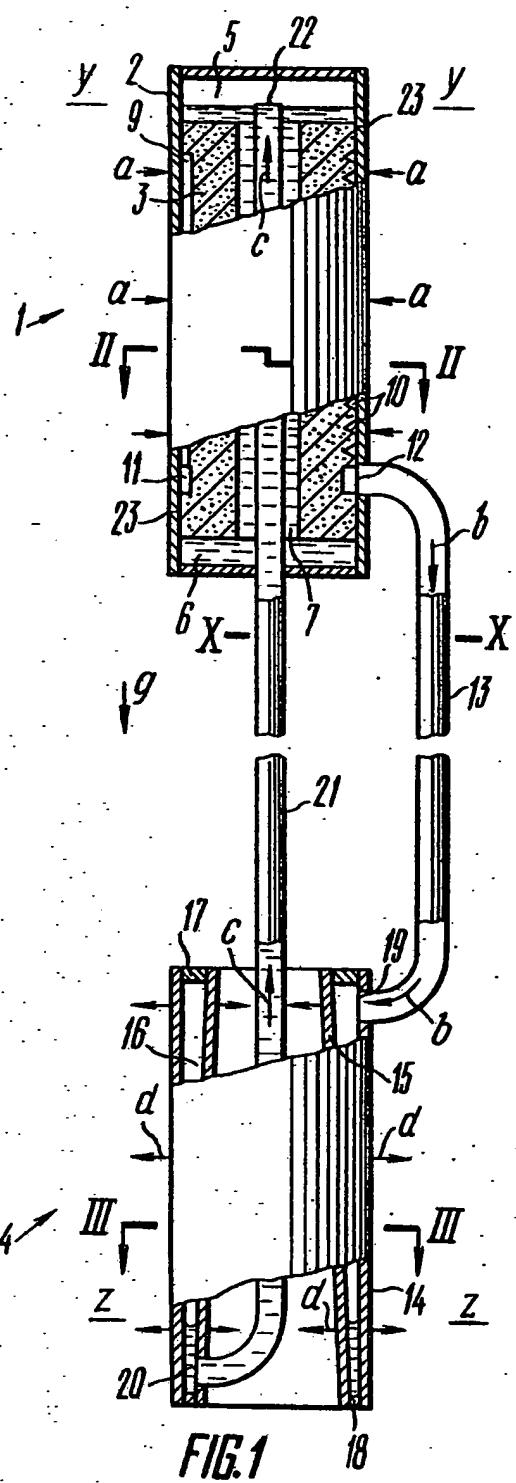


FIG. 2

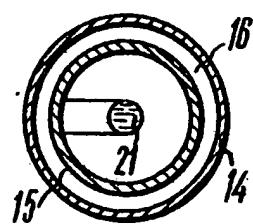


FIG. 3

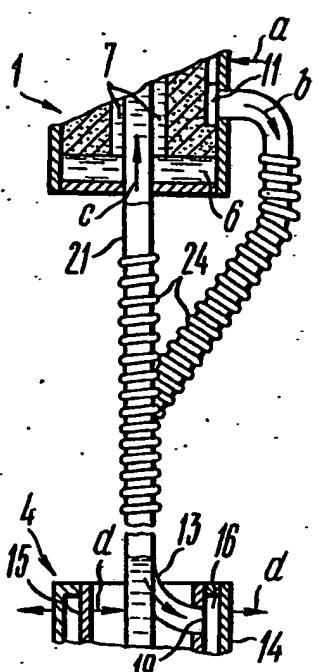


FIG. 4

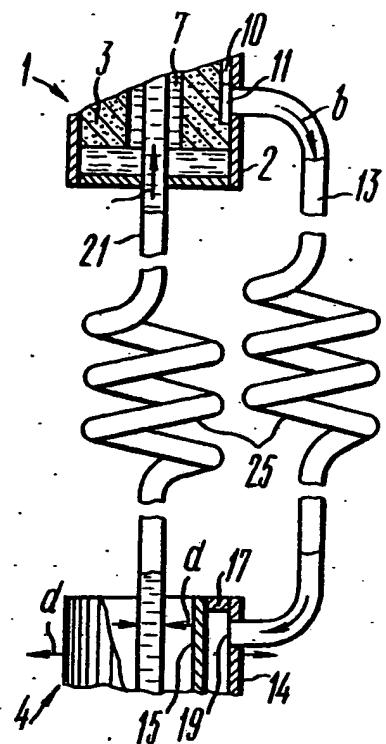


FIG. 5

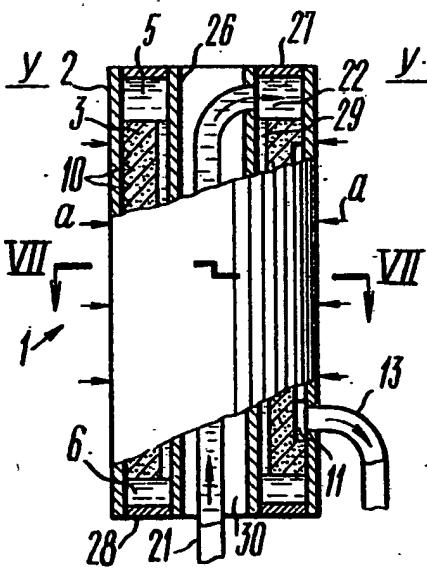


FIG. 6

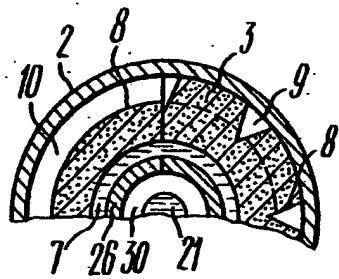


FIG. 7